

PAT-NO: JP404132891A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 04132891 A

TITLE: OIL-COOLED SCREW COMPRESSOR

PUBN-DATE: May 7, 1992

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

MORISAWA, YOSHITAKA

UTSUNO, HIDEO

MASUDA, TERUO

MATSUKUMA, MASAKI

TSUBOI, NOBORU

KUBO, KAZUO

KUME, TERUMASA

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

KOBE STEEL LTD

COUNTRY

N/A

APPL-NO: JP02252588

APPL-DATE: September 21, 1990

INT-CL (IPC): F04C018/16, F04C029/06

ABSTRACT:

PURPOSE: To improve noise eliminating performance and to reduce size by delivering compressed gas to an oil separating recovery device through a vibration absorbing pipe through which a gas-liquid mixture phase is caused to flow as an air bubble flow from a compressor body.

CONSTITUTION: A screw rotor 18 is rotatably contained in a rotor chamber 17 of a casing 16 having the one end opened to a compressor body 11 and the other opened to a delivery port 12. Gas sucked through a suction port 15 is compressed by means of a screw rotor 18 and is discharged through the delivery port 12 to a vibration absorbing pipe 13 together with lubricating oil injected in the rotor chamber 17 for the purpose of cooling. By means of a number of air bubbles generated in a gas-liquid mixture phase, pressure pulsation of the gas-liquid mixture phase is damped to reduce the generation of noise. Namely, pressure pulsation of delivery gas is decreased by means of the noise absorbing pipe 13, pressure pulsation in an air reservoir part 20 is decreased, and an amount of noise leaking to the outside of a machine is reduced. Further, delivery gas is separated away from oil by means of an oil separating element 22 and delivered through an outlet part 21. Meanwhile oil is dropped in an under-located oil reservoir part 19.

COPYRIGHT: (C)1992,JPO&Japio

⑤ Int.Cl.⁵

識別記号

庁内整理番号

⑬ 公開 平成4年(1992)5月7日

F 04 C 18/16
29/06M 8409-3H
C 7532-3H

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全5頁)

⑭ 発明の名称 油冷式スクリュウ圧縮機

⑯ 特 願 平2-252588

⑰ 出 願 平2(1990)9月21日

⑱ 発 明 者 森 沢 吉 孝 兵庫県神戸市灘区新在家南町2-2-5
 ⑱ 発 明 者 宇 津 野 秀 夫 兵庫県明石市中崎1-1-1
 ⑱ 発 明 者 増 田 輝 男 兵庫県神戸市東灘区住吉東町2-3-20-206
 ⑱ 発 明 者 松 隈 正 樹 兵庫県神戸市垂水区神和台3-6-5
 ⑱ 発 明 者 壺 井 昇 兵庫県加古川市神野町石守513-255
 ⑱ 発 明 者 久 保 和 夫 兵庫県神戸市西区池上4-20-7
 ⑱ 発 明 者 久 米 照 正 兵庫県神戸市須磨区前池町5-1-17
 ⑲ 出 願 人 株式会社神戸製鋼所 兵庫県神戸市中央区脇浜町1丁目3番18号
 ⑳ 代 理 人 弁理士 青 山 葆 外1名

明 細 書

1. 発明の名称

油冷式スクリュウ圧縮機

2. 特許請求の範囲

(1) 圧縮機本体より気液混相を気泡流として流動させる吸振管を介して油分離回収器に圧縮ガスを吐出するように形成したことを特徴とする油冷式スクリュウ圧縮機。

3. 発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

本発明は、ガス圧縮空間に潤滑油を導くようにした油冷式スクリュウ圧縮機に関するものである。

(従来技術)

近年、作業環境の改善のためにスクリュウ圧縮機の低騒音化に対するユーザの要求はますます高まりつつある。

そこで、従来スクリュウ圧縮機の消音構造として、少なくとも一つの絞り部を有する部材を介させた消音装置を吸込口、或は吐出口に取付けたもの(特開昭54-54309号公報)、吐出口側に続く高

圧チャンバ内におけるガス流路に消音室を形成する偏平マフラを介在させたもの(特開昭56-54987号公報)等が提案されている。

(発明が解決しようとする課題)

上記従来技術のいずれの装置であっても消音構造の性能とその容積とは密接に関係し、性能を向上させようとするれば、必然的に大きなスペースが必要となっていた。しかし、占有スペースの縮小に対するユーザの要求も強く、小形でかつ性能がよい消音構造の開発が望まれていた。

本発明は、上記要望に応えることを課題としてなされたもので、消音性能の向上と小形化を可能としたスクリュウ圧縮機を提供しようとするものである。

(課題を解決するための手段)

上記課題を解決するために、本発明は、圧縮機本体より気液混相を気泡流として流動させる吸振管を介して油分離回収器に圧縮ガスを吐出するように形成した。

(作用)

上記のように形成することにより、圧縮機本体からの吐出ガスと潤滑油との気液混相流の圧力脈動が油分離回収器に至る過程で減衰させられ、騒音が低減する。

(実施例)

次に、本発明の一実施例を図面にしたがって説明する。

第1図は、本発明の第1実施例に係る油冷式スクリュ圧縮機を示し、圧縮機本体11の吐出口12に吸振管13を、またこの吸振管13の反吐出口側端部を油分離回収器14に接続してある。ここで、圧縮機本体11は一方が吸込口15に、他方が吐出口12に開口したケーシング16のロータ室17内にスクリュロータ18を回転可能に収納して形成してある。また、吸振管13はその内径を吐出口12の内径より小さくして吐出口12から吐出された圧縮ガスおよび潤滑油を分離させず、気液混相のまま、蟹の泡状の気泡流の状態にして流動させるようにしたものである。そして、このようにすることにより吐出口12で生じた圧

る。なお、吐出ガスは油分離エレメント22にて一緒に吐出された油と分離されて出口部21より送り出される一方、油は下方の油溜り部19に滴下させられるようになっている。

次に、騒音に関する実測結果を示す第2図～第3図について説明する。

第2図は第1図に示す実施例の吐出口12のロータ側端部から45mmの点(第1図中のA点)での圧力脈動の実測結果、第3図は上記実施例の吐出口12のロータ側端部から465mmの点(第1図中のB点)での圧力脈動の実測結果を示し、いずれも横軸は周波数、縦軸は音圧レベル、略してSPLを示している。また、スクリュ圧縮機の運転条件としては雄ロータ(歯数4)の回転数が5,500rpm、吐出口12の出口の内径が30mm、吸振管13の内径が12mm、吐出圧力が8kg/cm²である。なお、この場合には圧縮機の脈動周波数 $f_p = 5500 / 60 \times 4 = 367 \text{ Hz}$ となる。

第2図中の周波数a、…、eでのピーク部は上記脈動周波数 f_p の整数倍になっており、それぞれSP

力脈動を多数の気泡に吸収させて、減衰させ、騒音を低減させるように形成したものである。さらに付言すれば、吐出口12で生じた圧力脈動は直接油分離回収器14内に伝播せずに、多数の気泡を經由して伝播し、このときに気泡を形成する膜が振動し、脈動エネルギーが消散するため、圧力脈動は気泡流中を進む距離に比例して速やかに減衰するものと解される。さらに、油分離回収器14は下部が油溜り部19、上部が空気溜り部20になっており、空気溜り部20の出口部21の入側に油分離エレメント22を設けて形成したものである。

そして、スクリュロータ18により、吸込口15から吸込んだガスを圧縮して、冷却等の目的でロータ室17内に注入された潤滑油とともに吐出口12を経て吸振管13に吐出し、この気液混相内に形成される多数の気泡により気液混相の圧力脈動を減衰させて騒音を低減するように形成してある。即ち、吸振管13にて吐出ガスの圧力脈動を弱め、これにより空気溜り部20における圧力脈動を弱めて、機外に漏れる騒音を小さくしてあ

L値が170, 160, 150, 150, 148(dB)であったのが第3図ではそれぞれ151, 136, 127, 124, 119(dB)と大幅に(20～30dB)低くなっていることを示している。

第4図は、上記実施例において、吐出圧力7～8kg/cm²、吸振管13の内径を12mmとした場合の第2図、第3図中の1次(周波数a)、2次(周波数b)、3次(周波数c)のピーク周波数について行った脈動圧の距離減衰量の実測結果を示し、横軸は吐出口12のロータ側端部からの距離、縦軸はSPLを表わしている。1次、2次、3次のいずれにおいても、吐出口12からの距離とともにSPLは減衰することを示している。

第5図は、油分離回収器14内の油溜り部19の油面振動の比較例で、同図中実線は上記実施例(吐出口12のロータ側端面から油面までの距離: 400mm、脈動周波数 $f_p = 8500 / 60 \times 4 = 567 \text{ Hz}$)、破線は従来タイプの装置、即ち上記実施例から吸振管13を取除いた装置についての実測結果を示し、横軸は周波数、縦軸は振動速

度レベル、略してVVしを表わしている。図より500Hz以上のバンドレベルにおいて両者の差は顕著に現われており、2KHz以上では10～20dBの差が生じていることが分かる。

第6図は、上記実施例において、吸振管13の内径を10, 14, 19mmと変えた場合のSPLの実測結果と脈動減衰量の計算結果(破線)を示し、横軸は吐出口12のロータ側端部からの距離、縦軸はSPLを表わしている。ここで、上記計算結果は吸振管13の2点の脈動圧を測定して脈動伝搬定数 κ を実験的に求め、この定数 κ を音圧 p と伝搬距離 x との間の関係式

$$p = \exp(-i\kappa x)$$

に代入して計算することにより求めたものである。図より、いずれの配管径の場合も実測値と計算結果とは概ねよく一致しており、吐出口12から離れるにしたがって減衰していることが分かる。

次に、上記実施例において吸振管13の内径 D (mm)、潤滑油流量 Q_o (mm^3/sec)、設定圧での圧縮空気流量 Q_a (mm^3/sec)を種々変えた場合の圧力脈動

れと同様の現象が吐出圧力を下げた場合にも生じ、潤滑油量は一定であることから、吐出圧力を下げることにより Q_a/Q_o の値が大きくなり、気泡流が成立し難く、圧力脈動減衰効果は小さくなる。また、 $V > \text{約} 6$ (mm^3/sec)が好ましく、 Q_a/Q_o の値を適宜小さくするようにしても、吸振管13の内径 D が大きくなり、 V の値が小さくなれば圧力脈動減衰効果は小さくなる。これは、吸振管13の内径 D が大きくなれば内壁側の気泡層と中心部のガス層とに分離してしまうためである。

さらに、第6図より吸振管13の長さ $L \geq \text{約} 0.2$ (mm)とすることにより、各種の内径のものに対して、圧力脈動減衰効果が見られる。

本発明は、斯る実験結果に基づき、吸振管13の内径を小さくして、気液混合相を気泡流として流動させるようにしたものである。

なお、吸振管13の内径は小さければ小さい程良いというものではなく、小さ過ぎれば吐出ガスの流速が大きくなり過ぎ実用的でなくなる。したがって、吸振管13の内径は、圧縮機の使用条件

減衰状態について測定した結果を表1に示す。なお、表中圧力脈動減衰が良好な場合を○印で、上記減衰が良好でない場合を×印とし、これらの符号の上の数値は各場合における次式

$$V = (Q_a + Q_o) / (\pi D^2 / 4)$$

で表わされる V (mm^3/sec)の値を示している。

表1

	$D=0.010$	$D=0.012$	$D=0.014$	$D=0.019$
$\frac{Q_a}{Q_o} = 6.6$	$V=12.6$ ○	8.8 ○	6.4 ○	3.5 ×
$\frac{Q_a}{Q_o} = 8.1$	15.0 ○	10.4 ○	7.7 ○	4.2 ×
$\frac{Q_a}{Q_o} = 10.2$	18.6 ○	12.9 ○	9.5 ○	5.1 ×
$\frac{Q_a}{Q_o} = 14.1$	25.0 ×	17.3 ×	12.7 ×	6.9 ×

この表1より、 $Q_a/Q_o < \text{約} 10$ が好ましく、 Q_a/Q_o が大きい場合、即ち気液混相中の潤滑油の比率が小さい場合は圧力脈動減衰が良好とは言えなくなるが、これは潤滑油の比率が小さいために気泡流が成立し難い状態になるためである。こ

等から上記流速が過大とならない範囲で、小さくすべきである。

第7図は本発明の第2実施例に係る油冷式スクリュウ圧縮機を示し、第1図に示す圧縮機とは圧縮機本体11、吸振管13と油分離回収器14との相対的位置関係を除き、他は実質的に同一であり、互に対応する部分には同一番号を付して説明を省略する。

図示するように、本実施例では油分離回収器14を吐出口12に直接取付けるとともに、吸振管13を吐出口12から油分離回収器14内に突設して形成してある。

そして、このように形成することにより装置全体の占有スペースが小さくなるようになっている。

また、本実施例の吸振管13により、この内部の気泡流で脈動エネルギーを消散させ、圧力脈動を低減させ得ることは第1実施例の場合と同様である。

なお、上記実施例では吸振管13として1本の小径管だけから形成したものを示したが、本発明

はこれに限るものでなく、表1からも内径Dの小さいものにおいて圧力脈動がよく低減されることから、第8図に示すように仕切部材23を設けて内部をいくつかの小流路に分割した吸振管13a或は第9図に示すように細管24を複数本束ねて形成した吸振管13bを用いたものであってもよい。

そして、斯る吸振管13a, 13bを用いることにより、個々の流路断面積を小さくでき、かつ全体としての流路断面積を十分確保でき、吐出ガスの流速を過大にすることなく気泡流を十分長く維持できるようになり、圧力脈動をより一層低減させ得ることになる。

(発明の効果)

以上の説明より明らかなように、本発明によれば、圧縮機本体より気液混相を気泡流として流動させる吸振管を介して油分離回収器に圧縮ガスを吐出するように形成してある。

このため、圧縮機本体からの吐出ガスと潤滑油の気液混相流の圧力脈動が油分離回収期に至る過

程で、減衰させられ、騒音を低減させることができるという効果を奏する。

4. 図面の簡単な説明

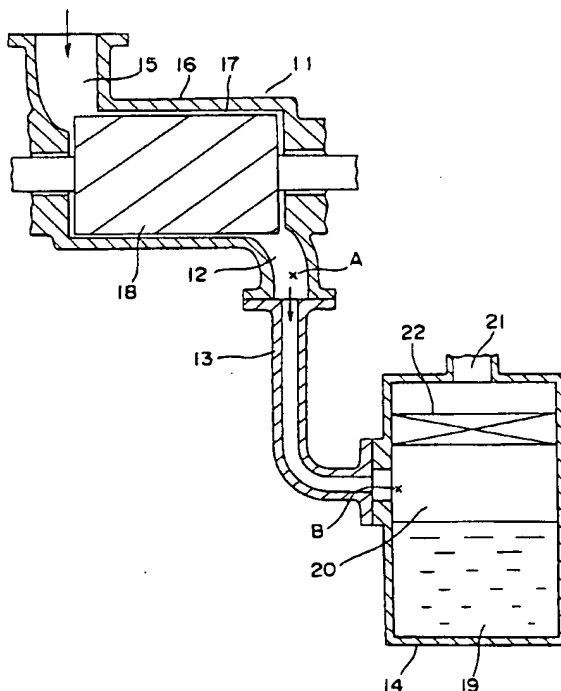
第1図は本発明の第1実施例に係る油冷式スクリュ圧縮機の縦断面図、第2図、第3図、第4図は音圧レベルの実測結果を示す図、第5図は振動速度レベルの実測結果を示す図、第6図は音圧レベルの実測及び計算結果を示す図、第7図は本発明の第2実施例に係る油冷式スクリュ圧縮機の縦断面図、第8図、第9図は吸振管の変形例を示す部分斜視図である。

11…圧縮機本体、13, 13a, 13b…吸振管、
14…油分離回収器。

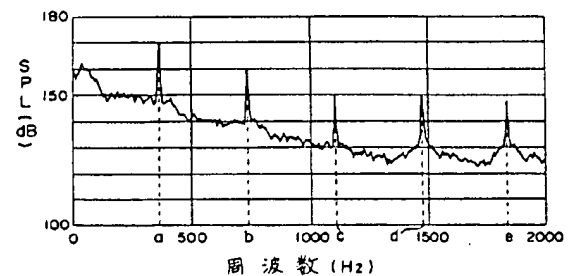
特許出願人 株式会社神戸製鋼所

代理人 弁理士 青山 葆 ほか1名

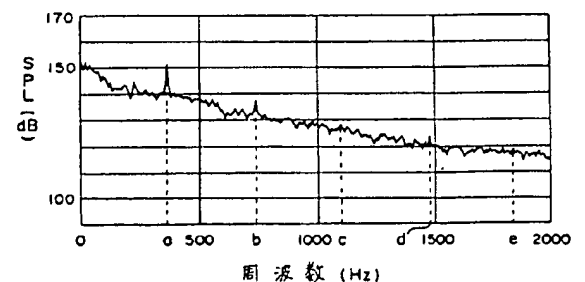
第1図



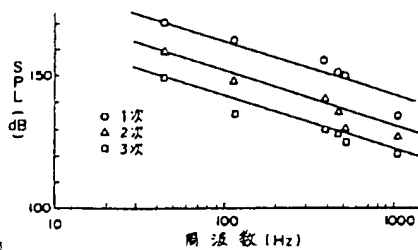
第2図



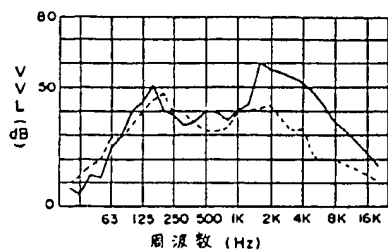
第3図



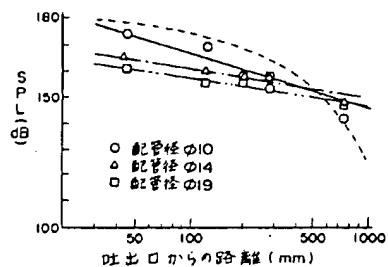
第4図



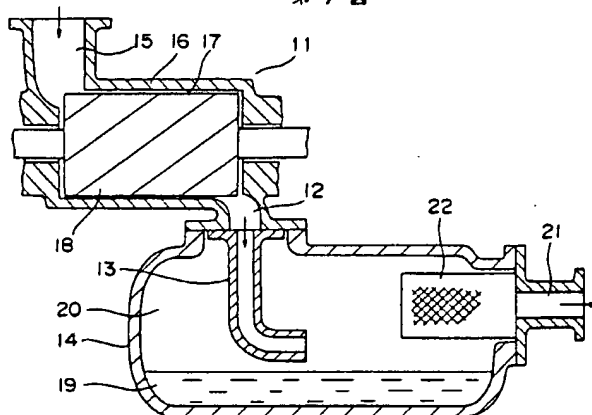
第5図



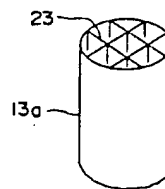
第6図



第7図



第8図



第9図

